

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh fixačního zařízení pro transport vyhořelého jaderného paliva

Design of a Fixation Device for a Transport of Spent Nuclear Fuel Elements

Student:

Bc. Dominik Pluskal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Dominik Pluskal**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh fixačního zařízení pro transport vyhořelého jaderného paliva**
Design of a Fixation Device for a Transport of Spent Nuclear Fuel
Elements
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem diplomové práce je navrhnout fixační zařízení nádoby na vyhořelý jaderný odpad tvaru válce o průměru 1049 mm a délce 5374 mm, s hmotností 24 tun. Maximální teplota obalového souboru je 95 °C.

1. Proveďte návrh komplexního konstrukčního řešení robotického transportního a fixačního monobloku pro bezpečný transport úložného obalového souboru s vyhořelým jaderným palivem na autonomním robotickém voze dle existující koncepce, formou detailně propracovaného 3D modelu.
2. Proveďte návrh vhodných variant fixačních prvků a jejich mechanismů, kinematickou analýzu mechanismů, vícekritériální hodnocení a výběr optimální varianty řešení.
3. Proveďte výpočet potřebných sil pro fixaci úložného obalového souboru s vyhořelým jaderným palivem pomocí navržených fixačních prvků, dimenzování vhodného elektrického pohonu a návrh nakupovaného pohonu.
4. Proveďte pevnostní analýzu jednoho zvoleného komponentu mechanismu fixačních prvků.
5. Zhotovte výkres sestavy robotického transportního a fixačního monobloku pro bezpečný transport úložného obalového souboru s vyhořelým jaderným palivem na autonomním robotickém voze a výrobní výkres jednoho vybraného dílu.

Seznam doporučené odborné literatury:

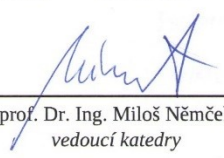
Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2*. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Dominik Pluskal

Adresa trvalého pobytu autora práce: Náměstí Jana Nerudy 618/2, Ostrava, 708 00

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce **doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi, Ph.D.** a **Ing. Danielovi Polákovi, Ph.D.** za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PLUSKAL, D. *Návrh fixačního zařízení pro transport vyhořelého jaderného paliva: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 47 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Cílem této práce je navrhnout fixační zařízení pro transport vyhořelého jaderného paliva v úložném obalovém souboru. Fixační zařízení bude uloženo na robotickém transportním voze, který se bude pohybovat po kolejích v prostoru hlubinných uložišť. Úložný obalový soubor má hmotnost 24 tun a fixační zařízení jej musí jistit za jeho čelní i válcové plochy při přepravě a zabránit uvolnění v kritických situacích. Fixační zařízení ve složeném stavu nesmí přesahovat půdorys úložného obalového souboru.

KLÍČOVÁ SLOVA

jaderné palivo, fixační zařízení

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PLUSKAL, D. *Design of a Fixation Device for a Transport of Spent Nuclear Fuel Elements*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 47 p. Thesis head: Folta, Z.

The aim of this work is to design a fixation device for transport of spent nuclear fuel elements in storage packaging file. Fixation device will be laid on robotic transportation cart, which will move on track in underground storage area. Weight of storage packaging file is 24 tone and fixation device must fix it by frontal and cylindrical surface during transportation and prevent before release in critical situations. Fixation device in packed state cannot outreach from top view of storage packaging file.

KEYWORDS

nuclear fuel, fixation device

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	10
1 Úvod.....	11
2 Příklady řešení.....	12
3 Kinematické vlastnosti a jejich vlivy	15
3.1 Nouzová brzda	15
3.1.1 Použití nouzové brzdy na rovině	15
3.1.2 Použití nouzové brzdy na nakloněné rovině.....	16
3.1.3 Vyhodnocení použití nouzové brzdy.....	18
3.2 Průjezd oblouků kolejových tratí.....	19
3.3 Kontrola překlopení	19
3.3.1 Výpočet úhlu překlopení autonomního robotického vozu	20
4 Varianty řešení	22
4.1 Varianty fixačních prvků válcové plochy	22
4.2 Porovnání variant fixačních prvků válcové plochy	22
4.3 Varianty fixačních prvků čelní plochy.....	23
4.4 Porovnání variant fixačních prvků čelní plochy ÚOS	23
5 Konstrukční řešení zvolených variant.....	25
5.1 Návrh styčné plochy	25
5.2 Výpočet přitlačné síly fixačních prvků válcové plochy.....	27
5.3 Návrh mechanismu fixačních prvků válcové plochy.....	27
5.4 Návrh pohonu fixačních prvků válcové plochy	28
5.5 Návrh ozubeného převodu fixačních prvků válcové plochy	29
5.6 Výpočet přitlačné síly fixačních prvků čelní plochy	34
5.7 Návrh mechanismu fixačních prvků čelní plochy	35
5.8 Návrh pohybového šroubu fixačních prvků čelní plochy	36
5.9 Návrh pohonu fixačních prvků čelní plochy.....	37

5.10	Návrh rámu fixačního monobloku	41
6	Konečné řešení fixačního zařízení	43
7	Závěr	44
8	Literatura	46

Seznam použitých značek a symbolů

SYMBOL	VELIČINA	JEDNOTKA
v	rychlost	km/hod
m	hmotnost	kg
s	dráha	m
f	koeficient tření	—
g	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
a	zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
t	čas	s
F	síla	N
α	úhel	°
r	poloměr	m
ω	úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$
σ	normálové napětí	MPa
ε	změna rozměru	—
μ	Poissonovo číslo	—
k	součinitel bezpečnosti	—
S	plocha	mm^2
P	výkon	W
n	otáčky	min^{-1}
M_k	krouťící moment	$N \cdot m$
i	převodový poměr	—
η	účinnost	—
d	průměr	mm
T	tloušťka	mm
β	úhel stoupání závitu	°
P_h	stoupání závitu	mm
τ	tečné napětí	MPa

1 Úvod

Koncept nakládání s vyhořelým jaderným palivem uvažuje konzervování paliva v úložných obalových souborech, jejichž celková hmotnost je až 24 tun. Obalové soubory jsou ukládány v hlubinných uložistiích, kde jsou transportovány pomocí autonomního robotického vozu, který se pohybuje po kolejích s rozchodem 1435 mm. Konstrukce úložného obalového souboru je dimenzována s dostatečnou životností, aby vyhořelé palivo bylo bezpečně konzervováno na velmi dlouhou dobu, z tohoto důvodu nesmí dojít při přepravě a manipulaci s ním k poškození jeho povrchu. Pro zajištění polohy souboru a zabránění mu v pohybu v případě kritické situace slouží fixační a manipulační zařízení umístěné na autonomním robotickém voze.

Vůz se v hlubinném uložistií pohybuje nejprve po úpadnici vedoucí z povrchu, dále po kolejích až do míst příslušného vrtu, kde soubor s jaderným palivem bude uložen. Soubor je do vrtu umístěn pomocí robotického manipulátoru. Z tohoto důvodu fixační a manipulační zařízení nesmí ve složené poloze přesahovat půdorys úložného obalového souboru. Zařízení na délku nesmí přesahovat robotický vůz.

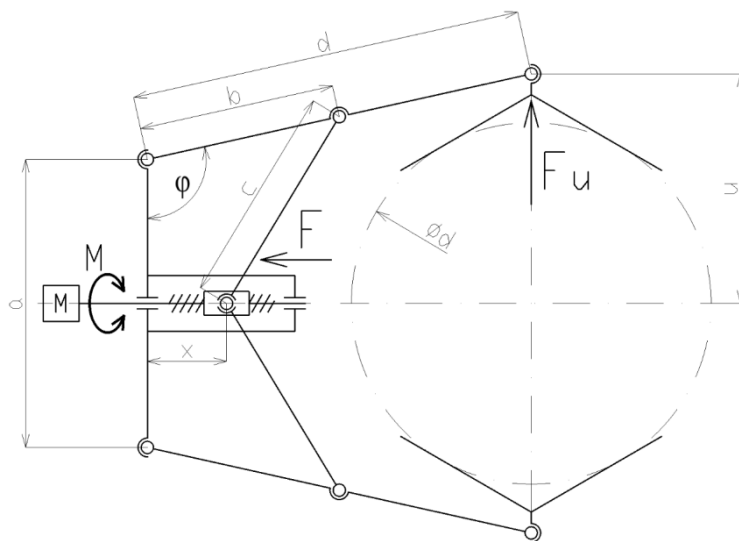
Cíle práce:

Diplomová práce si klade za cíl navrhnout možné varianty řešení fixačního a transportního zařízení tak, aby vyhovovaly zadání. Z možných variant bude vybrána nejvhodnější pro dané použití a ta bude navržena i s výkresovou dokumentací požadovaného rozsahu. Jedna z částí fixačního zařízení bude pevnostně zkontrolována.

2 Příklady řešení

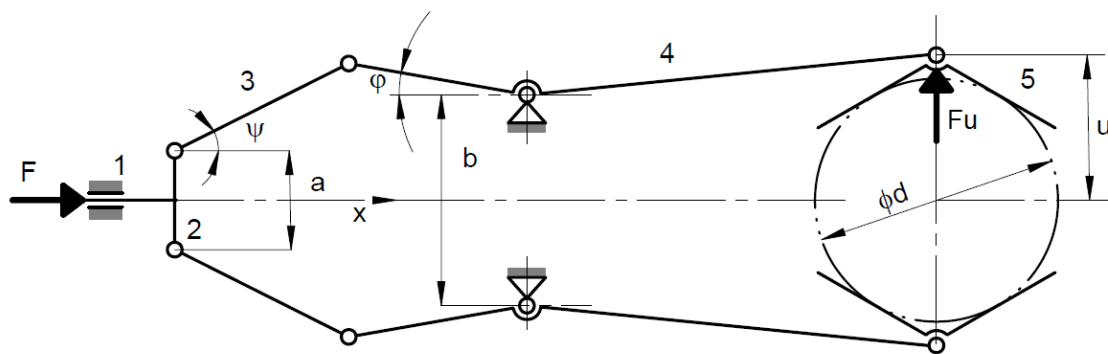
V praxi se objevují podobná řešení především v robotice jakožto ramena robotických manipulátorů, tyto prvky se nazývají efektory. Existuje mnoho variant těchto efektorů. Efekторы se liší v závislosti na oblasti použití. Mohou být mechanické, magnetické, s vakuovými přísavkami atd. Magnetické efekторы se využívají především k manipulaci s plechy. Efekторы s vakuovými přísavkami využívají principu vyvození podtlaku.

Mechanické efekторы se skládají z čelistí sloužících k sevření válcového objektu. Efekторы musí být navrženy tak, aby při sevření vyvinuly dostatečně velkou sílu na čelisti, pro zajištění tření k udržení předmětu. K vytváření přitlačné síly slouží jak přímočaré, tak rotační pohony. Jsou využívány pneumatické, hydraulické a elektrické pohony.



Obr. 2.1 Varianta kinematiky efektoru ⁵

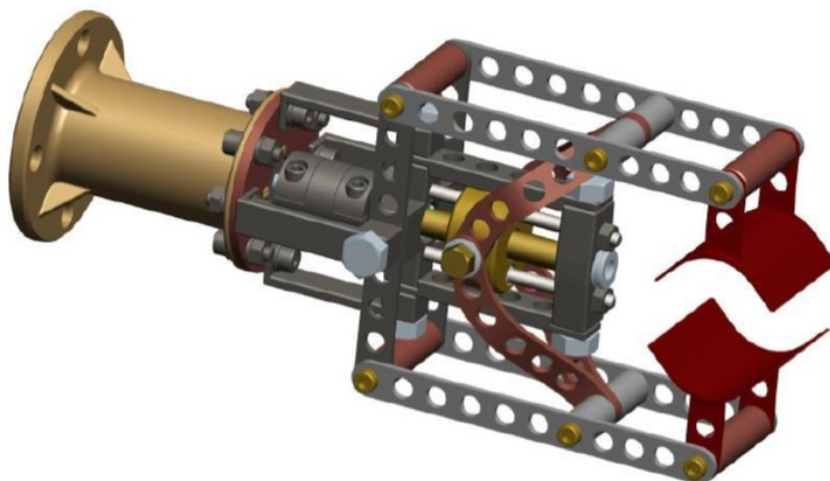
Na obrázku 2.1, je znázorněna varianta kinematického řešení efektoru. Tato varianta je poháněna rotačním pohonem. Pohon otáčí šroubem osazeným maticí, na které je připojeno rameno. Posuvný pohyb matice způsobuje sevření čelistí a uchopení válcového prvku.



Obr. 2.2 Varianta kinematiky efektoru ⁵

Na obrázku 2.2 je znázorněná varianta poháněná přímočarým pohonem. Tento pohon pohybuje jezdcem skrz vedení, což má za následek sevření čelistí. Každá z těchto variant disponuje převodovým poměrem závislým na rozměrech konstrukce, což má vliv na výslednou hodnotu přitlačné síly.

Na následujícím obrázku 2.3 je znázorněna varianta efektoru, který je poháněn přímočarým pohonem. Přímočarým pohonem je zde válec. Píst ve válci se pohybuje v závislosti na protékajícím médiu (olej, vzduch), což má vliv na směr pohybu čelistí.



Obr. 2.3 Varianta efektoru ⁵

Efektory mohou být připojeny na výstupní hřídel z převodovky a pohybovat se tak po rotační trajektorii. Na obrázku 2.4 je tato varianta znázorněna. U této varianty je hodnota přitlačné síly závislá na velikosti délky ramene a úhlu svíraného mezi čelistí a horizontální rovinou.



Obr. 2.4 Robot gripper ⁸

Pro transport a manipulaci s válcovými objekty se v praxi můžeme setkat s následujícím zařízením. Toto zařízení je vyráběno firmou Easy Lift Equipment. Slouží k bezpečnému uchopení, manipulaci a transportu rolí o hmotnosti až 544 kg. Zařízení je umístěno na platformě vysokozdvizného vozíku. Šířka tohoto zařízení je u většiny modelů 864 mm. Průměr rolí může být v rozmezí 9 až 228 mm. Čelisti zařízení umožňují rotaci role o 360°.



Obr. 2.5 EasyLift Roll manipulator ⁹

3 Kinematické vlastnosti a jejich vlivy

Transportní a fixační monoblok bude při provozu umístěn na nástavbě autonomního robotického vozu. Autonomní robotický vůz s navrženým transportním a fixačním monoblokem se bude v hlubinném uložisti pohybovat po kolejích s rozchodem 1435 mm maximální provozní rychlostí 2 km/hod. Kolejová trať na ukládacím horizontu hlubinného uložisti může dosahovat sklonu maximálně 2° . Souprava bude také používána při transportu z povrchu na ukládací horizont hlubinného uložisti po úpadnici o maximálním sklonu 25° .

3.1 Nouzová brzda

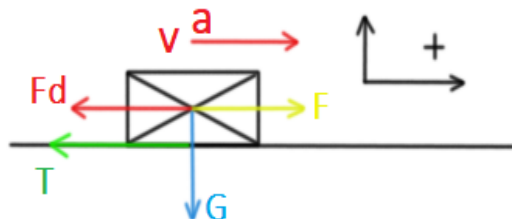
Autonomní robotický vůz je opatřen nouzovou brzdou (tlačítko STOP), při jejíž aktivaci vůz, pohybující se maximální rychlostí, na rovině zastaví na vzdálenosti 0,5 m, při pohybu po trati se sklonem 2° zastaví na vzdálenosti 1 m a při pohybu po úpadnici také na vzdálenosti 1 m.

Ze známých provozních podmínek autonomního robotického vozu v hlubinném uložisti jsou určeny kinematické vlastnosti, síly působící na úložný obalový soubor (dále jen „ÚOS“) v daných situacích a následně vyhodnoceny kritické situace, které bude potřeba dále při návrhu zohledňovat.

Ložná plocha mezi fixačním monoblokem a ÚOS bude opatřena pryžovými plochami, aby nedošlo k poškození povrchu ÚOS, tudíž zde bude vznikat třecí síla ovlivňující chování ÚOS v krizových provozních situacích.

3.1.1 Použití nouzové brzdy na rovině

- Maximální provozní rychlost vozu $v = 2 \text{ km/hod} = 0,55 \text{ m/s}$
- Hmotnost ÚOS $m = 24000 \text{ kg}$
- Brzdná dráha vozu na rovině $s = 0,5 \text{ m}$
- Koeficient tření ocel – pryž $f = 0,3$
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$



Obr. 3.1 Pohyb po rovině

$$v_0 = v + a \cdot t \quad (3.1)$$

$$a = -\frac{v}{t} \quad (3.2)$$

$$a = -\frac{0,55}{1,81} = -0,302 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.3)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (3.4)$$

$$t = \frac{2 \cdot s}{v} \quad (3.5)$$

$$t = \frac{2 \cdot 0,5}{0,55} = 1,818 \text{ s} \quad (3.6)$$

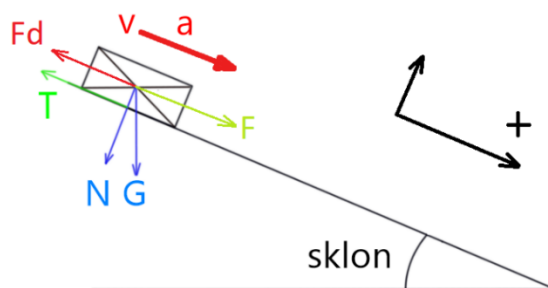
$$F = m \cdot (a + g \cdot f) = 24000 \cdot (-0,302 + 9,81 \cdot 0,3) = \quad (3.7)$$

$$\mathbf{F = 63384 \text{ N}}$$

3.1.2 Použití nouzové brzdy na nakloněné rovině

Následující výpočty jsou zaměřeny na kontrolu pohybu po tratích úložného horizontu se sklonem 2° .

- Maximální provozní rychlost vozu $v = 2 \text{ km/hod} = 0,55 \text{ m/s}$
- Hmotnost ÚOS $m = 24000 \text{ kg}$
- Brzdná dráha vozu na nakloněné rovině se sklonem 2° $s = 1 \text{ m}$
- Koeficient tření ocel – pryž $f = 0,3$
- Maximální sklon kolejové tratě $\alpha = 2^\circ$
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



Obr. 3.2 Pohyb po nakloněné kolejové trati

$$v_0 = v + a \cdot t \quad (3.8)$$

$$a = -\frac{v}{t} \quad (3.9)$$

$$a = -\frac{0,55}{3,63} = -0,151 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.10)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (3.11)$$

$$t = \frac{2 \cdot s}{v} \quad (3.12)$$

$$t = \frac{2 \cdot 1}{0,55} = 3,63 \text{ s} \quad (3.13)$$

$$F = m \cdot (a - g \cdot \sin \alpha + g \cdot f) \quad (3.14)$$

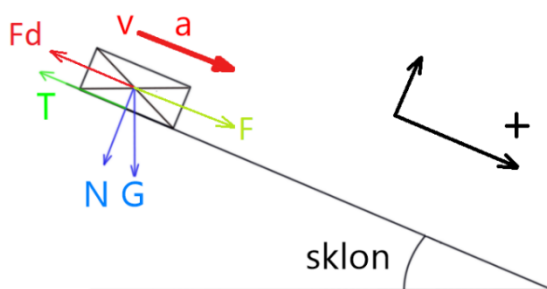
$$F = 24000 \cdot (-0,151 - 9,81 \cdot \sin 25^\circ + 9,81 \cdot 0,3)$$

$$F = 58791,3 \text{ N}$$

Následující výpočty kontrolují silové poměry během použití brzdy na úpadnici se sklonem 25° .

- Rychlost vozu $v = 2 \text{ km/hod} = 0,55 \text{ m/s}$
- Hmotnost ÚOS $m = 24000 \text{ kg}$
- Brzdná dráha vozu na nakloněné rovině se sklonem 25° $s = 1 \text{ m}$
- Koeficient tření ocel – pryž $f = 0,3$
- Maximální sklon úpadnice $\alpha = 25^\circ$

- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



Obr. 3.3 Pohyb po úpadnici

$$v_0 = v + a \cdot t \quad (3.15)$$

$$a = -\frac{v}{t} \quad (3.16)$$

$$a = -\frac{0,55}{3,63} = -0,151 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.17)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (3.18)$$

$$t = \frac{2 \cdot s}{v} \quad (3.19)$$

$$t = \frac{2 \cdot 1}{0,55} = 3,63 \text{ s} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} F &= m \cdot (a - g \cdot \sin \alpha + g \cdot f) \\ F &= 24000 \cdot (-0,151 - 9,81 \cdot \sin 25 + 9,81 \cdot 0,3) \\ \mathbf{F} &= \mathbf{-32493,2 \text{ N}} \end{aligned} \quad (3.21)$$

3.1.3 Vyhodnocení použití nouzové brzdy

První kontrolovanou situací, při které by mohlo dojít k pohybu ÚOS, bylo použití nouzové brzdy na rovině, což by vůz zastavilo z maximální provozní rychlosti na vzdálenosti 0,5 m. Z výsledku (3.7) je patrné, že síla od zpomalení není dostatečně velká, aby zapříčinila pohyb ÚOS.

Druhá kontrolovaná situace je použití nouzové brzdy na trati se sklonem 2° . V tomto případě vůz zastaví na vzdálenosti 1 m. Ani v tomto případě není síla od zpomalení dostatečně velká (3.14), tudíž nedojde k pohybu ÚOS.

Třetí kontrolovanou situací je použití nouzové brzdy během transportu z povrchu po úpadnici se sklonem 25° . Zde již síla vyvolaná zpomalením dosahuje dostatečně vysoké hodnoty (3.21) a má za následek pohyb ÚOS.

Poslední kontrolovaná situace je kritická, jelikož zde dochází k pohybu ÚOS, což je jev, ke kterému vzhledem k bezpečnosti provozu hlubinného uložště, nesmí nikdy dojít. Tudíž fixační prvky monobloku navrhují tak, aby tuto sílu dokázaly udržet a zabránit ÚOS v pohybu.

3.2 Průjezd oblouků kolejových tratí

Při průjezdu oblouků kolejových tratí v hlubinném uložšti na ÚOS působí dostředivá síla. Tuto sílu je nutné určit, jelikož se může jednat o významnou složku napětí. V uvažovaném uložšti se vyskytují oblouky s poloměrem 200 m.

- Rychlost vozu $v = 2 \text{ km/hod} = 0,55 \text{ m/s}$
- Hmotnost ÚOS $m = 24000 \text{ kg}$
- Poloměr oblouku $r = 200 \text{ m}$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,55}{200} = 2,775 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.22)$$

$$F_{DO} = m \cdot r \cdot \omega^2 = 24 \cdot 10^3 \cdot 200 \cdot (2,775 \cdot 10^{-3})^2 = 37 \text{ N} \quad (3.23)$$

Dostředivá síla nebude dosahovat významných hodnot, kdy by mohla ovlivnit bezpečnost uložení ÚOS na fixačním a transportním monobloku, tudíž ji dále v návrhu neuvažují.

3.3 Kontrola překlpení

Vzhledem k nejasným provozním podmínkám, ve kterých se bude robotický autonomní vůz s monoblokem a ÚOS pohybovat, je provedena kontrola působení tíhy ÚOS v poloze při překlpení. Tento jev nastane, jestliže se souprava naklopí těžištěm nad úroveň bodu otáčení. Jestliže by došlo k naklopení vozu i s ÚOS do polohy při překlpení, existuje možnost, že ÚOS poškodí svírající boční čelisti nebo je povolí natolik, kdy dojde k vypadnutí ÚOS z monobloku a vůz se vrátí zpět na koleje. K tomuto jevu nesmí dojít, tudíž je nutná

kontrola směru působení tíhy ÚOS v poloze, kdy dojde k překlopení samotného vozu. Jelikož se jedná o situaci překlopení kolejového vozu, tak bodem otáčení bude styčná plocha mezi kolejí a kolem vozu.

Ze známých rozměrů vozu stanovím přibližnou polohu těžiště, vypočtu úhel překlopení autonomního robotického vozu a následně zkontroluji směr působení tíhy ÚOS. Jestliže bude tíha působit mimo monoblok, budou čelisti namáhány tíhou ÚOS a bude nutné je na tuto sílu pevnostně dimenzovat, avšak také může nastat situace, kdy v momentě dosažení polohy překlopení tíha ÚOS bude směřovat na plochu monobloku a ÚOS tedy nevypadne z monobloku. V obou případech bude tíha působit ohybové napětí na spojovací prvkem mezi monoblokem a autonomním robotickým vozem. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

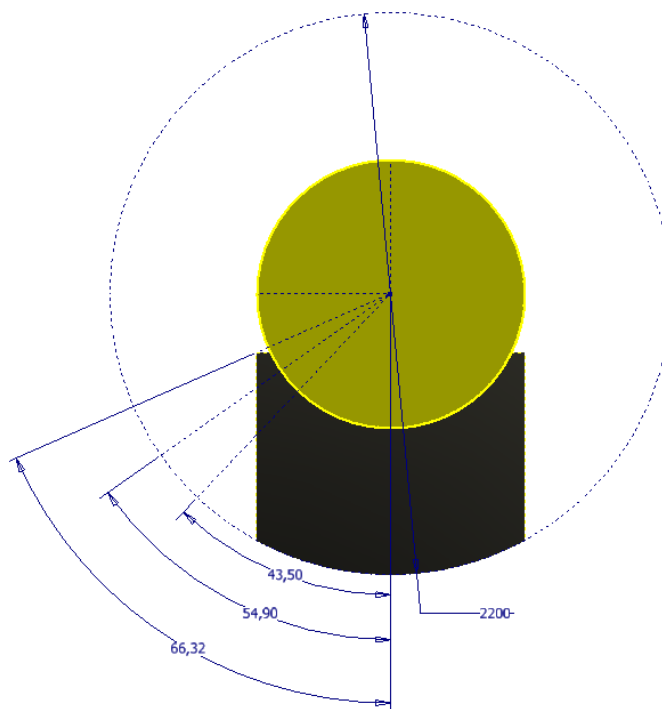
3.3.1 Výpočet úhlu překlopení autonomního robotického vozu

Polohu těžiště odhaduji ve vertikálním směru na $500 \div 750$ mm od bodu otáčení a v horizontálním, vzhledem k symetrii, na střed mezi kolejnicemi. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

- Vzdálenost těžiště od kolejnice ve vertikálním směru $T_y = 500 \div 750$ mm
- Vzdálenost těžiště od kolejnice v horizontálním směru $T_x = 712$ mm

$$\alpha_{min} = tg^{-1} \frac{T_x}{T_y} = tg^{-1} \frac{712}{750} = 43,5^\circ \quad (3.24)$$

$$\alpha_{min} = tg^{-1} \frac{T_x}{T_y} = tg^{-1} \frac{712}{500} = 54,9^\circ \quad (3.25)$$



Obr. 3.4 Vyznačení jednotlivých úhlů od osy symetrie fixačního monobloku

Z výpočtu teoretického minimálního úhlu naklonění autonomního robotického vozu s fixačním a transportním monoblokem s ÚOS je patrné, že při uvažování polohy těžiště ve výšce 500 až 750 mm od kolejí, by byl minimální úhel překlopení v rozmezí 43,5 až 54,9°. V tomto rozmezí úhlu naklonění tíha ÚOS působí do monobloku, a ne mimo něj, tudíž v okamžiku překlopení vozu nedojde k namáhání bočních fixačních prvků, ÚOS nevypadne z monobloku a vůz se nevrátí zpět na koleje. Tato síla bude působit na spojovací prvky mezi monoblokem a válcovou plochou vozu, tudíž na tuto sílu budou spojovací prvky dimenzovat.

4 Varianty řešení

Fixační prvky robotického transportního a fixačního monobloku musí umožnit bezpečný transport ÚOS s vyhořelým jaderným palivem za všech okolností (i při mimořádných situacích, jako je například srážka autonomního robotického vozu s jiným objektem).

ÚOS musí být fixačními prvky jištěn nejen za jeho válcovou plochu, ale také za obě jeho čela. Dále musí být navrženy tak, aby ve složeném tvaru nepřesahovaly půdorys robotického transportního a fixačního monobloku. Prostor pro pohyb fixačních prvků mezi výchozími polohami je limitován vymezeným prostorem válcové plochy autonomního robotického vozu o průměru 2200 mm a maximální délkou monobloku 6000 mm. Kontaktní plochy fixačních prvků musí být voleny tak, aby při transportu a manipulaci s ÚOS nedošlo k poškození jeho povrchu (např. poškrábání, otlaky atd.). Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

4.1 Varianty fixačních prvků válcové plochy

Jak již bylo řečeno v kapitole 4, fixační prvky musí jistit ÚOS za válcovou plochu, nesmí tuto plochu poškodit a ve složeném tvaru nesmí přesahovat půdorys fixačního a transportního monobloku. Následující kapitoly popisují jednotlivé návrhy a v závěru jsou zhodnoceny dle důležitých parametrů. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

4.2 Porovnání variant fixačních prvků válcové plochy

Všechny navržené varianty fixačních prvků válcové plochy využívají totožný princip pohonné soustavy a přenáší kroutící moment z motoru na styčnou plochu rotačním pohybem.

Při rotačním pohybu dochází k výraznému maření výkonu pohonu v závislosti na délce hnacího ramene a velikosti úhlu mezi tímto ramenem s horizontální rovinou, což značně eliminuje druhá varianta, kdy je rameno tvarováno tak, aby tento úhel byl, co možno nejmenší. I přes úpravu tvaru hnacího ramene dochází k poklesu přítláčné síly i v průběhu dosedání styčné plochy na válcový povrch ÚOS. Tato problematika je vyřešena v dalších dvou případech vzhledem k přenosu kroutícího momentu přes ozubený pastorek s mnohonásobně menším poloměrem otáčení.

V následující tabulce je porovnání základních parametrů jednotlivých variant, které mají vliv na výběr nejvhodnější z nich jako výsledné řešení. Parametry jsou hodnoceny známkami 1 až 3, kdy 1 je nejlepší a 3 nejhorší hodnocení. Nejvhodnějším výsledným řešením bude varianta, která bude mít nejnižší součet všech známek jednotlivých parametrů. Porovnávají jsou vlivy na velikost přítláčné síly (převodový poměr), využití přítláčné síly, maximální

přípustná přitlačná síla vzhledem k velikosti styčné plochy a složitost konstrukce fixačního prvku válcové plochy.

Tab. 4.1 Porovnání variant fixačních prvků válcové plochy ÚOS

Parametr	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D
Převodový poměr	3	2	1	1
Využití přitlačné síly	2	2	1	3
Velikost styčné plochy	1	1	3	2
Složitost konstrukce	3	3	2	2
Σ	9	8	7	8

Z tab. 4.1 je patrné, že **varianta C** nejlépe vyhovuje porovnávaným parametrům, které jsou zásadní pro výběr nejlepšího výsledného řešení.

Zvolená varianta svým kinematickým řešením nedegraduje výstupní hnací moment, jelikož je přenášen vodící drážkou a pastorkem s malým průměrem. Vzhledem k navrženým rozměrům fixačního prvku, dochází při dosedání fixačního ramene na válcovou plochu ÚOS k vyvození tření mezi styčnou plochou a přídatného tření vlivem svislé složky přitlačné síly na monoblok. Konstrukce fixačního prvku je v porovnání s ostatními jednodušší a kompaktnější, tudíž zbývá dostatek prostoru pro návrh pohonu. Styčná plocha je sice menší než u prvních dvou variant, ale tato varianta nedegraduje hnací moment svým převodovým poměrem.

4.3 Varianty fixačních prvků čelní plochy

V kapitole 4 jsou popsány požadavky podle zadání na fixační prvky ÚOS. Fixační prvky musí jistit ÚOS za obě čelní plochy, nesmí tyto plochy poškodit a ve složeném tvaru nesmí přesahovat půdorys fixačního a transportního monobloku. Jelikož v kapitole 4.2 jsem zvolil variantu C, bude na fixační prvky čelních ploch v kritické situaci působit menší síla, než je vypočtena v kapitole 3.1.2. Následující kapitoly popisují jednotlivé návrhy a v závěru jsou zhodnoceny dle důležitých parametrů. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

4.4 Porovnání variant fixačních prvků čelní plochy ÚOS

První z navrhovaných variant fixačního prvku čelní plochy ÚOS je poháněna asynchronním elektromotorem s kompaktní elektropřevodovkou a druhá varianta má převodovku šroubovou šnekovou, která brání fixačnímu prvku v povolení z jistící polohy. U první varianty

tuto funkci zastává pohybový šroub s nerovnoramenným lichoběžníkovým závitem, který je zároveň hnacím prvkem fixačního ramene. První varianta je konstrukčně dost složitá, ale díky své konstrukci zvyšuje efektivitu použitého pohonu. Druhá varianta je o poznání jednodušší, využívá kroutící moment od motoru k rotačnímu pohybu fixačního prvku, což značně snižuje velikost výsledné přitlačné síly, jelikož je závislá na délce fixačního ramene. Obě varianty mají navrženou stejnou velikost styčné plochy.

Stejně jako u výběru konečné varianty fixačního prvku válcové plochy ÚOS, tak i zde jsou v následující tabulce porovnány základní parametry obou variant, které mají vliv na výběr nejvhodnější z nich pro výsledné řešení. Parametry jsou hodnoceny známkami 1 až 3, kdy 1 je nejlepší a 3 nejhorší hodnocení. Nejvhodnějším výsledným řešením bude varianta, která bude mít nejnižší součet všech známek jednotlivých parametrů. Porovnávány jsou vlivy na velikost přitlačné síly (převodový poměr), využití momentu motoru, maximální přípustná přitlačná síla vzhledem k velikosti styčné plochy a složitost konstrukce fixačního prvku čelní plochy.

Tab. 4.2 Porovnání variant fixačních prvků čelní plochy ÚOS

Parametr	Varianta A	Varianta B
Převodový poměr	1	3
Využití momentu	1	3
Velikost styčné plochy	1	1
Složitost konstrukce	3	1
Σ	6	8

Z tab. 4.2 je patrné, že **varianta A** lépe vyhovuje požadovaným vlastnostem konečného řešení fixačního prvku čelní plochy ÚOS.

Svou konstrukcí a navrženou kinematikou nezhodnocuje výkon použitého motoru. Tato varianta svou konstrukcí dokonce výkon motoru efektivně navyšuje, tudíž je pro dosažení stejných výsledků možno použít kompaktnější elektromotor. Velkou nevýhodou této varianty je její složitost, ale benefity, které to přináší, mají větší váhu v konečném porovnání.

5 Konstrukční řešení zvolených variant

Jakožto konečný návrh jsem zvolil variantu C pro fixační prvky válcové plochy a variantu A pro fixační prvky čelní plochy ÚOS. Kontaktní plochy fixačních prvků musí být voleny tak, aby při transportu a manipulaci s ÚOS nedošlo k poškození jeho povrchu (např. poškrábání, otlaky atd.).

5.1 Návrh styčné plochy

Z výše zmíněného důvodu uvažuji u zvolených návrhů fixačních prvků ÚOS opatření styčné plochy pryžovým pásem, který nejen chrání povrch ÚOS, ale také umožňuje plynulé vyvinutí přitlačné síly díky pružnosti pryže. Dimenzování přitlačných sil bude limitováno mechanickými vlastnostmi použité pryže na styčných plochách. Zvolená pryž dále musí být odolná vůči vysokým teplotám a agresivním médiím, jelikož povrchová teplota ÚOS je 95 °C a přichází do kontaktu se zbytkovým radioaktivním zářením, které však aktuálně není přesně stanoveno.

Vhodnými kandidáty jsou fluorouhlíkové nebo silikonové pryže. Silikonové i fluorouhlíkové pryže umožňují použití do teplot pracovního prostředí až 230 °C. Silikonové pryže mají vyšší hodnoty pevnosti a tažnosti, ale jejich nedostatkem je odolnost vůči agresivním médiím, čemuž fluorouhlíkové pryže vyhovují.

Vzhledem k porovnání potenciálně vhodných pryží, volím fluorouhlíkovou pryž s výrobním označením **FKM 6000**. Tato pryž disponuje pevností v tahu 8 MPa a poměrným prodloužením při přetržení 170 %.

Tab. 5.1 Mechanické vlastnosti fluoroelastomeru FKM 6000

Tloušťka	Šířka	Tvrdost	Tažnost	Pevnost v tahu	Materiál	Pracovní teplota	Hmotnost
0,5 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	0,950 kg/m ²
1 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	1,900 kg/m ²
1,5 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	2,850 kg/m ²
2 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	3,800 kg/m ²
3 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	5,745 kg/m ²
4 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	7,600 kg/m ²
5 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	9,500 kg/m ²
6 mm	1500 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	17,130 kg/m ²
8 mm	1000 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	15,200 kg/m ²
10 mm	1000 mm	75 °ShA	170 %	8 N/mm ²	viton	-10/+200 °C	21,700 kg/m ²

Jelikož žádný výrobce neuvádí hodnoty tohoto materiálu v tlaku vycházím při výpočtech z faktu, že pryže vykazují vyšší hodnoty pevnosti v tlaku než v tahu, tudíž jsem na straně bezpečnosti, jestliže pro výpočet přípustné přitlačné síly budu uvažovat mechanické vlastnosti pryže v tahu.

Maximální velikost přitlačné síly je omezena hodnotou meze pružnosti navrhnutého fluoroelastomeru, jelikož k uchopování ÚOS pomocí fixačních prvků bude docházet opakovaně a technický stav pryžového pásu je velmi důležitý pro ochranu povrchu ÚOS před poškozením.

Hodnota Poissonova čísla je volena z obecných hodnot pro pryže. Tento výpočet obsahuje příliš mnoho odhadovaných hodnot, proto jsou výpočty prováděny s koeficientem bezpečnosti, který zohledňuje množství volených hodnot.

- Mez pevnosti v tahu $\sigma_{DOV} = 8 \text{ MPa}$
- Prodloužení při přetržení $\varepsilon_L = 1,7$
- Poissonovo číslo $\mu = 0,46 \div 0,49$

Mez pružnosti v tahu odhaduji v oblasti $(0,3 \div 0,5) \cdot \sigma_{DOV}$ a z důvodu ochrany povrchu ÚOS volím spodní odhadovanou hranici intervalu.

$$\sigma_E = 0,3 \cdot \sigma_{DOV} = 0,3 \cdot 8 = \mathbf{2,4 \text{ MPa}} \quad (5.1)$$

Ze zadaných hodnot je vypočtena velikost zúžení tloušťky pryže ve chvíli přetržení a dále stanoveno procentuální stlačení pryže pro další výpočty, aby bylo možné stanovit velikost kontaktní plochy.

$$\mu = \frac{\varepsilon_B}{\varepsilon_L} = \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_L} \rightarrow \varepsilon_{B,MAX} = \mu \cdot \varepsilon_L = 0,46 \cdot 1,7 = \mathbf{0,782} \quad (5.2)$$

Dle hodnoty zúžení tloušťky pryže ve chvíli přetržení je určeno procentuální zúžení tloušťky pryže při dosažení meze pružnosti.

$$\varepsilon_{B,E} = \frac{\varepsilon_{B,MAX}}{\sigma_{DOV}} \cdot \sigma_E = \frac{0,782}{8} \cdot 2,4 = \mathbf{0,235} \quad (5.3)$$

Mechanické vlastnosti pryže umožňují stlačení až o 23,5 % než dojde k trvalým deformacím.

5.2 Výpočet přitlačné síly fixačních prvků válcové plochy

Přítlačná síla fixačních prvků válcové plochy ÚOS bude stanovována při stlačení pryže o 10 %. Pro výpočet je nutné stanovit velikost kontaktní plochy mezi válečky, limitujícími smykové tření na styčné ploše, a pryžovým pásem. Pryžový pás je široký 110 mm s tloušťkou 5 mm a při stlačení pásu o 10 % tloušťky na povrch ÚOS je součet úhlů opásání válečků pryží 3,5°. Ze známé velikosti úhlu opásání je dopočtena délka oblouku opásání. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

- Úhel opásání válečků $\alpha = 3,5^\circ$
- Šířka fluoroelastomerového pásu $b = 110 \text{ mm}$
- Poloměr oblouku opásání válečků $r = 529,5 \text{ mm}$
- Součinitel bezpečnosti $k = 2$

$$a = \frac{\pi}{180} \cdot r \cdot \alpha = \frac{\pi}{180} \cdot 529,5 \cdot 3,5 = \mathbf{32 \text{ mm}} \quad (5.4)$$

$$S = a \cdot b = 32 \cdot 110 = \mathbf{3520 \text{ mm}^2} \quad (5.5)$$

$$\sigma_E = \frac{F_{PV,MAX}}{S} \cdot k \rightarrow F_{PV,MAX} = \frac{\sigma_E \cdot S}{k} = \frac{2,4 \cdot 3520}{2} = \quad (5.6)$$

$$\mathbf{F_{PV,MAX} = 4224 \text{ N}}$$

Z výpočtu (5.6) je patrné, že při uvažovaných mechanických vlastnostech materiálu FKM 6000 je možné pro dané konstrukční použití vyvíjet na jednu styčnou plochu maximální přitlačnou sílu až 4224 N.

Tento návrh byl po konzultaci s vedoucím práce schválen, ale před uvedením do provozu je nutné provést patřičné experimenty, jelikož kontaktní plocha mezi válečky a pryžovým pásem se mění vlivem deformací a dále výpočet obsahuje mnoho volených hodnot, které není aktuálně možno získat.

5.3 Návrh mechanismu fixačních prvků válcové plochy

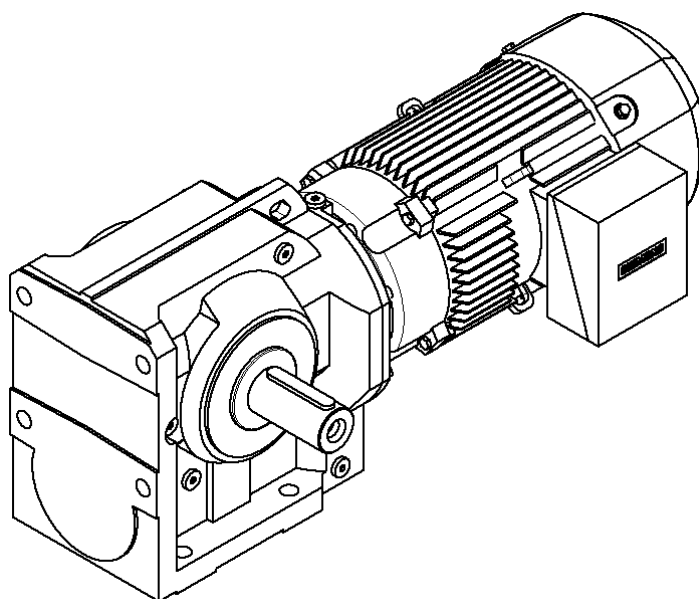
Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

$$F_{TV} = (F_{PV} + F_{PV} \cdot (\sin \alpha)) \cdot f \quad (5.7)$$
$$F_{TV} = (12672 + 12672 \cdot \sin 3,2) \cdot 0,3 = \mathbf{4014 \text{ N}}$$

5.4 Návrh pohonu fixačních prvků válcové plochy

V kapitole 5.3 je stanovena podoba konečného řešení fixačních prvků válcové plochy ÚOS. Na jednu pohonnou jednotku bude uložen fixační prvek složený ze 3 fixačních ramen. Výstupní krouticí moment z pohonné jednotky musí být dostatečně velký, pro vyvození přítláčné síly 12672 N. Rychlost pohybu fixačních prvků nebyla zadáním stanovena, tudíž bude volena dle dispozic vhodných pohonů. Aplikované elektromotory mají být navrženy tak, aby jednotlivě nepřesáhly 3,5 kW. Pohon musí umožňovat napájení z napájecí troleje s napájecím napětím 3 x 230 V AC.

Pro toto použití volím elektromotor LE90SM4P se šroubovou šnekovou převodovkou SIMOGEAR C69. Elektromotor má výkon 1,1 kW, 1440 otáček za minutu a krouticí moment 7,3 Nm. Převodovka disponuje převodovým poměrem 63,64 což v kombinaci s použitým elektromotorem znamená, že na výstupní hřídeli o průměru 35 mm je k dispozici krouticí moment 404,67 Nm a 22,6 otáček za minutu.



Obr. 5.1 Elektromotor LE90SM4P s převodovkou SIMOGEAR C69

Z parametrů pohonné jednotky je určena účinnost převodovky a výkon na výstupní hřídeli potřebný k návrhu správného ozubeného převodu mezi převodovkou a fixačním prvkem.

- Výkon elektromotoru $P_1 = 1,1 \text{ kW}$
- Výstupní otáčky elektromotoru $n_1 = 1440 \text{ min}^{-1}$
- Výstupní krouticí moment elektromotoru $M_{k1} = 7,3 \text{ Nm}$
- Převodový poměr $i = 63,64$

- Výstupní otáčky převodovky $n_2 = 22,6 \text{ min}^{-1}$
- Výstupní krouticí moment převodovky $Mk_2 = 404,67 \text{ Nm}$

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i \cdot \eta \rightarrow \eta = \frac{Mk_2}{Mk_1 \cdot i} = \frac{404,67}{7,3 \cdot 63,64} = \mathbf{0,87} \quad (5.8)$$

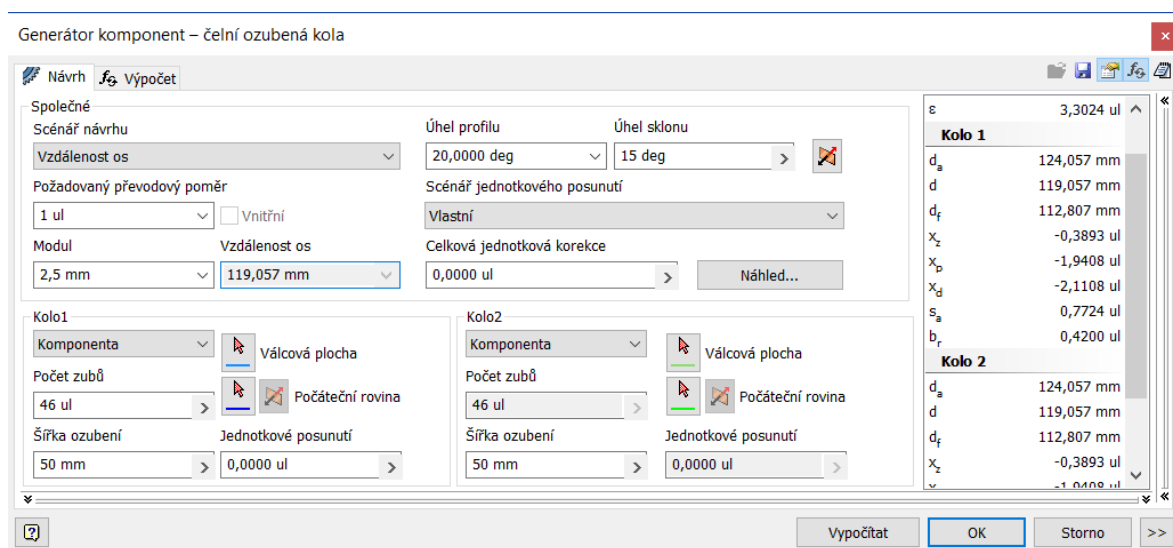
$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 1,1 \cdot 0,91 = \mathbf{0,957 \text{ kW}} \quad (5.9)$$

5.5 Návrh ozubeného převodu fixačních prvků válcové plochy

Pro přenos krouticího momentu mezi převodovkou a fixačním prvkem válcové plochy je navrhnut dvoustupňový ozubený převod. Návrh a výpočet je vytvořen pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2018. Software obsahuje aplikaci Design Accelerator, která umožňuje provedení patřičných výpočtů na základě zadaných hodnot.

Pro tento výpočet jsem zvolil scénář návrhu vzdálenosti os, jelikož se zadávají základní hodnoty pro ozubený převod, a to požadovaný převodový poměr, modul, počet zubů, šířka ozubení, úhel profilu a úhel sklonu. Na obr. 5.4 je znázorněn návrh základních parametrů prvního převodového stupně. Aplikace automaticky dopočte osovou vzdálenost na základě těchto hodnot.

První převodový stupeň slouží pouze k přenosu krouticího momentu z převodovky na hnací hřídel fixačního ramene, tudíž má převodový poměr 1.



Obr. 5.2 Návrh základních parametrů prvního ozubeného převodu

V následující záložce je možnost volby metody pevnostního výpočtu. Pro pevnostní výpočet volím normu ČSN 01 4686:1988. Vzhledem k navrženému pohonu dosadím hodnoty výkonu (5.9) a otáček z převodovky. Dle zadaných parametrů na předchozí kartě aplikace

dopočte výstupní krouticí moment na základě zvoleného typu výpočtu Výkon, otáčky → moment. Další volbou pro výpočet je volba materiálu ozubených kol. Volím konstrukční slitinovou ocel ČSN 14 140 tepelně zpracovanou nitrocementováním a kalením. Automaticky se vyplní materiálové vlastnosti důležité pro výpočet. Zvolená ocel disponuje vysokými hodnotami mezí únavy v ohybu a dotyku.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,957 kW	0,938 kW
Otáčky	n 22,6 rpm	22,60 rpm
Krouticí moment	T 404,366 N m	396,279 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 14140

Kolo 2 ☒ CSN 14140

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 740,0 MPa	740,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1288,0 MPa	1288,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	4 ul	4 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno >>

Výsledky

F_t	6792,831 N
F_r	2559,605 N
F_a	1820,134 N
F_n	7483,784 N
v	0,141 mps
n_{E1}	6022,466 rpm
Kolo 1	
S_H	1,650 ul
S_F	4,319 ul
S_{Hst}	2,974 ul
S_{Fst}	8,509 ul
Kolo 2	
S_H	1,650 ul
S_F	4,319 ul
S_{Hst}	2,974 ul
S_{Fst}	8,509 ul

Obr. 5.3 Pevnostní výpočet prvního převodu

Volba součinitele vnějších dynamických sil K_A je závislá na typu hnacího a pracovního stroje (obr. 5.6). V tomto případě je hnacím strojem elektromotor, který patří do skupiny s plynulým zatěžováním. Pracovním strojem je posuvný fixační prvek, tudíž plynule zatěžuje převodovku. Vzhledem k tomu, volím součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$.

Součinitel KA (ČSN 01 4686 část 2, tab. 3,4,5)

ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČiniteLE KA
PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnacím (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,5	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ
S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ
S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
s velkými rázy	lis, nůžky, kalendry na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětací stroj

Obr. 5.4 Volba součinitele vnějších dynamických sil ⁷

Další důležité součinitele aplikace umožňuje nastavit v okně Součinitel (obr. 5.8). Jediný změněný parametr je hodnota výše zmíněného součinitele vnějších dynamických sil K_A . Ostatní součinitele ponechávám bez změny. Na obrázku 5.7 je viditelná možnost nastavení přesnosti výpočtu.

Přesnost

Norma
CSN 01 4682:1980

Označení přesnosti
6 6 6 D d III

6-6-6-Dd/III

OK Storno

Obr. 5.5 Volba normy přesnosti výpočtu

Součinitelé
×

Součinitelé přídavných zatížení

	Dotyk	Ohyb
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A 1 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv} 1,004 ul	1,004 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$ 1,805 ul	1,703 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$ 1,188 ul	1,188 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS} 1,000 ul	

Součinitelé pro dotyk

	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H 2,425 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_e 0,777 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N 1,221 ul	1,221 ul
Součinitel maziva	Z_L 0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R 1,000 ul	
Součinitel rychlosti	Z_v 0,882 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β 0,983 ul	
Součinitel velikosti	Z_X 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W 1,000 ul	

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa} 2,322 ul	2,322 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa} 1,615 ul	1,615 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag} 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β 0,794 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_e 0,604 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ 1,269 ul	1,269 ul
Součinitel velikosti	Y_X 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R 1,000 ul	

Výsledky

Z_E 189,812 ul

Kolo 1

S_H 1,720 ul

S_F 4,729 ul

S_{Hst} 3,101 ul

S_{Fst} 9,316 ul

Kolo 2

S_H 1,720 ul

S_F 4,729 ul

S_{Hst} 3,101 ul

S_{Fst} 9,316 ul

☐ Vlastní hodnoty součinitelů

OK
Storno

Obr. 5.6 Okno se součiniteli výpočtu

Druhý ozubený převod přenáší krouticí moment mezi pastorkem na hnací hřídeli a ozubeným vedením fixačního ramene. Požadovaný převodový poměr, modul a počet zubů pastorku je volen v závislosti na navržených rozměrech zvoleného fixačního ramene.

Rozměry jsou zadávány vzhledem k zvolenému pohonu, kdy z rovnice (5.10) je patrný potřebný průměr pastorku pro vyvození požadované přítláčné síly. Ze známých průměrů obou kol je stanoven přibližný převodový poměr. Další rozměry jsou voleny dle potřeby dosažení navržených parametrů. Pro výpočet je zadáván krouticí moment a výkon na kole 2 (obr. 5.5).

- Průměr plochy pro ozubený hřeben $d_H = 989 \text{ mm}$
- Krouticí moment na druhém kole hnací hřídele $Mk_3 = 396,3 \text{ Nm}$

$$Mk_2 = F_{PV} \cdot \frac{d'_K}{2} \rightarrow d'_K = \frac{2 \cdot Mk_3}{F_{PV}} = \frac{2 \cdot 396,3}{12672} = \quad (5.10)$$

$$d'_K = 63 \text{ mm}$$

$$i'_K = \frac{d_H}{d'_K} = \frac{989}{63} = 15,7 \quad (5.11)$$

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Společné

Scénář návrhu: **Vzdálenost os**

Požadovaný převodový poměr: **14,1 ul** ☐ Vnitřní

Modul: **2,5 mm** Vzda lenost os: **527,991 mm**

Úhel profilu: **20 deg** Úhel sklonu: **15 deg**

Scénář jednotkového posunutí: **Vlastní**

Celková jednotková korekce: **0 ul** **Náhled...**

Kolo1

Komponenta: **Válcová plocha**

Počet zubů: **27 ul** ☐ Počáteční rovina

Šířka ozubení: **50 mm** Jednotkové posunutí: **0 ul**

Kolo2

Komponenta: **Válcová plocha**

Počet zubů: **381 ul** ☐ Počáteční rovina

Šířka ozubení: **30 mm** Jednotkové posunutí: **0,0000 ul**

ε: **2,6826 ul**

Kolo 1

d _a	74,881 mm
d	69,881 mm
d _f	63,631 mm
x _z	0,1923 ul
x _p	-0,7377 ul
x _d	-0,9043 ul
s _a	0,7309 ul
b _r	0,4293 ul

Kolo 2

d _a	991,101 mm
d	986,101 mm
d _f	979,851 mm
x _z	-10,8602 ul
v	-77,5708 ul

Vypočítat **OK** **Storno** **>>**

Obr. 5.7 Návrh základních parametrů druhého ozubeného převodu

Návrh a výpočet druhého převodového stupně je proveden totožně jako v předchozím případě. Při návrhu jsou kontrolovány průměry druhého kola, jejichž hodnoty se musí pohybovat kolem 989 mm, jelikož konstrukční návrh plochy pro ozubený hřeben na fixačním rameni je zakřiven s radiusem 494,5 mm.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,94 kW	0,921 kW
Otáčky	n 22,6 rpm	1,60 rpm
Krouticí moment	T 397,183 N m	5492,601 N m
Účinnost	η 0,98 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 14140

Kolo 2 ☒ CSN 14140

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 740,0 MPa	740,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1288,0 MPa	1288,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	4 ul	4 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno >>

Výsledky

F_t	11367,391 N
F_r	4283,343 N
F_a	3045,883 N
F_n	12523,658 N
v	0,083 mps
n_{E1}	12513,836 rpm
Kolo 1	
S_H	1,320 ul
S_F	2,256 ul
S_{Hst}	2,431 ul
S_{Fst}	4,502 ul
Kolo 2	
S_H	1,721 ul
S_F	2,470 ul
S_{Hst}	2,433 ul
S_{Fst}	4,754 ul

Obr. 5.8 Pevnostní výpočet druhého převodu

V pravé části obrázku 5.8 a 5.10 jsou zobrazeny výsledky pevnostního výpočtu dimenzovaného soukolí, a to bezpečnost na dotyk S_{Hst} a ohyb S_{Fst} . Tato soukolí zadaným hodnotám pevnostních výpočtů vyhovují. Fixační prvek válcové plochy se bude pohybovat rychlostí 83 mm/s a vyvine přítláčnou sílu 12523,7 N.

Pohon bude řízen pomocí měniče s kontrolou otáček a točivého momentu. Po dosažení nastaveného točivého momentu bude pohon vypnut.

5.6 Výpočet přítláčné síly fixačních prvků čelní plochy

Rovnice (3.21) obsahuje výpočet síly, která na ÚOS začne působit ve chvíli použití nouzové brzdy (tlačítko STOP). Jelikož jednou z funkcí navrhovaného monobloku je zajištění stabilní polohy ÚOS během přepravy, nesmí tato síla zapříčinit pohyb souboru.

Fixační prvky válcové plochy jsou navrženy tak, že je možné s každým pohonem vyvinout přítláčnou sílu o velikosti 12523,7 N. Takto velká síla bude mít za následek působení nepatrně nižší třecí síly, než je v rovnici (5.7), kolmé k styčné ploše, která bude v případě použití nouzové brzdy (tlačítko STOP) bránit ÚOS v pohybu.

Kritická síla, kterou je třeba zajistit je 32493,2 N (3.21) v podélném směru pohybu autonomního robotického vozu. Předběžně navrhuji použití 6 fixačních prvků válcové plochy, což bude mít za následek vyvinutí 6krát většího tření, než je vypočteno v rovnici (5.7) a zbylá síla bude jištěna fixačními prvky čelní plochy ÚOS.

- Kritická síla od zpomalení $F = 32493,2 \text{ N}$
- Třecí síla od přitlačné síly válcové plochy $F_{TV,SK} = 3966,8 \text{ N}$
- Počet použitých fixačních prvků válcové plochy $n = 6$

$$F_{P\check{C}} = F - (F_{TV,SK} \cdot n) = 32493,2 - (3966,8 \cdot 6) = \quad (5.12)$$

$$F_{P\check{C}} = \mathbf{8692,4 \text{ N}}$$

Dle dosavadního návrhu konečného řešení fixačních prvků je dostačující, když čelní fixační prvky budou vyvozovat přitlačnou sílu o velikosti 8692,4 N (5.12) na čelní plochu ÚOS. Jelikož u této varianty je také použit pás pryže na ochranu ÚOS před poškozením při kontaktu s fixačními prvky, je nutné zkontrolovat hodnotu tlaku a případné kontrakce pryže v momentě vyvození navržené přitlačné síly. Velikost styčné plochy je odečtena z vytvořeného modelu v softwaru Autodesk Inventor Professional 2018.

- Tloušťka pásu pryže $T = 5 \text{ mm}$
- Čelní přitlačná síla $F_{P\check{C}} = 8692,4 \text{ N}$
- Velikost styčné plochy $S_{\check{C}} = 21407,58 \text{ mm}^2$
- Koeficient bezpečnosti $k = 2$

$$\sigma_{P\check{C}} = \frac{F_{P\check{C}}}{S} \cdot k = \frac{8692,4}{21407,58} \cdot 2 = \mathbf{0,81 \text{ MPa}} \quad (5.13)$$

$$\varepsilon_{B,P\check{C}} = \frac{\varepsilon_{B,MAX}}{\sigma_E} \cdot \sigma_{P\check{C}} = \frac{0,235}{2,4} \cdot 0,81 = \mathbf{0,079} \quad (5.14)$$

Pryž na navržené styčné ploše se dle výpočtu (5.14) stlačí působením přitlačné síly 8692,4 N o 7,9 % své původní tloušťky. Zvolená pryž umožňuje stlačení až o 23,5 % dle výpočtu (5.3). Vzhledem k navržené tloušťce 5 mm se jedná o 0,4 mm.

5.7 Návrh mechanismu fixačních prvků čelní plochy

Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

$$\sum MiA = 0$$

$$F_O \cdot Y - F_{P\check{C}} \cdot X \rightarrow F_{P\check{C}} = \frac{Y}{X} \cdot F_O \quad (5.15)$$

5.8 Návrh pohybového šroubu fixačních prvků čelní plochy

Pro pohybový šroub volím materiál ČSN 12061. Mez pevnosti materiálu je v rozmezí 800 až 950 MPa a minimální mez pružnosti 500 MPa. Fixační prvky válcové plochy jsou navrženy v takovém počtu a tak, že vyvozují tření, díky kterému na čelní fixační prvek bude v případě kritické situace (3.21) působit čtvrtina (5.8) této síly. Z tohoto důvodu je šroub dimenzován na tuto sílu (5.12) se součinitelem bezpečnosti $k = 10$.

- Součinitel bezpečnosti $k = 10$
- Mez pružnosti $\sigma_E = 500 \text{ MPa}$
- Čelní přitlačná síla $F_{P\check{C}} = 8692,4 \text{ N}$

$$S'_{\S} = \frac{F_{P\check{C}}}{\sigma_E} \cdot k = \frac{8692,4}{500} \cdot 10 = \mathbf{174 \text{ mm}^2} \quad (5.16)$$

$$S'_{\S} = \frac{\pi \cdot d'^2_3}{4} \rightarrow d'_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S'_{\S}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 174}{\pi}} = \mathbf{14,9 \text{ mm}} \quad (5.17)$$

V rovnici (5.17) je stanoven minimální malý průměr závitu, který zvolený šroub musí mít, aby vyhovoval vstupním hodnotám. Na základě vybrané konečné varianty fixačních prvků čelních ploch a zvolených parametrů volím šroub s nerovnoramenným lichoběžníkovým závitem **S30x6**.

Je nutné provést kontrolu zvolené velikosti závitu, zdali jeho malý průměr je větší než minimální malý průměr (5.17).

- Velký průměr závitu $d = 30 \text{ mm}$

$$d_3 = (d - 11) + 0,586 = (30 - 11) + 0,586 =$$

$$d_3 = \mathbf{19,586 \text{ mm}} \quad (5.18)$$

$$d_3 > d'_3$$

Zvolený šroub vyhovuje kontrole malého průměru. Krouticí moment potřebný k vyvození požadované přítláčné síly je vztažen ke střednímu průměru závitu (5.19). Potřebný redukovaný třecí úhel a úhel stoupání jsou vypočteny dle vztahu (5.20) a (5.21). Rychlost pohybu fixačních prvků není v zadání stanovena, vzhledem ke konstrukčnímu návrhu posunu matice mezi koncovými polohami ji předběžně volím 0,02 m/s.

- Rychlost posuvu matice $v = 0,02 \text{ m/s}$
- Součinitel tření v závitu $f_z = 0,25$
- Úhel stoupání závitu ve směru působení osově síly $\beta = 3^\circ$
- Stoupání závitu $P_h = 6 \text{ mm}$

$$d_2 = d - 4,5 = 30 - 4,5 = \mathbf{25,5 \text{ mm}} \quad (5.19)$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos \beta} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{0,25}{\cos 3} = \mathbf{14^\circ} \quad (5.20)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{6}{\pi \cdot 25,5} = \mathbf{4,3^\circ} \quad (5.21)$$

$$T_z = F_{P\check{c}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma) = 8692,4 \cdot \frac{25,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(14 + 4,3) = \quad (5.22)$$

$$T_z = \mathbf{36,7 \text{ Nm}}$$

$$n = \frac{v}{P_h} = \frac{20}{6} = \mathbf{3,33 \text{ s}^{-1} = 200 \text{ min}^{-1}} \quad (5.23)$$

$$P_M = T_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 36,7 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3,33 = \mathbf{0,768 \text{ kW}} \quad (5.24)$$

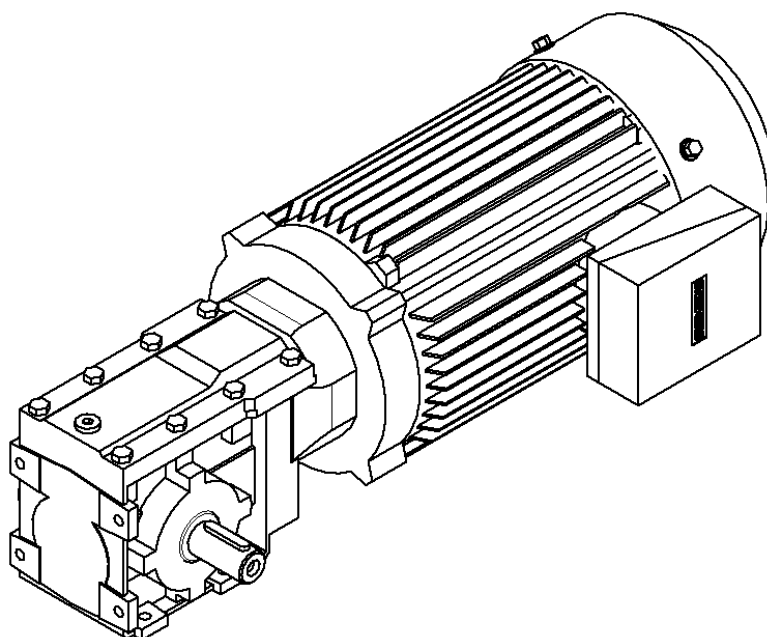
Z navržených parametrů pohybového šroubu je vypočten třecí moment v závitu (5.22), otáčky (5.23) a výkon (5.24) pro volbu vhodného elektromotoru a převodovky ke splnění kinematických a silových požadavků čelního fixačního prvku.

5.9 Návrh pohonu fixačních prvků čelní plochy

V kapitole 5.8 je stanovena podoba konečného řešení čelních fixačních prvků ÚOS. Pro vyvození potřebné přítláčné síly (5.12) při použití navrženého pohybového šroubu musí navržený elektromotor s převodovkou dosahovat příslušného momentu (5.22), otáček (5.23)

a výkonu (5.24). Aplikované elektromotory mají být navrženy tak, aby jednotlivě nepřesáhly 3,5 kW. Pohon musí umožňovat napájení z napájecí troleje s napájecím napětím 3 x 230 V AC.

Pro toto použití volím elektromotor LE80ZMQ4P s kosoúhlou převodovkou SIMO-GEAR B19. Elektromotor má výkon 0,75 kW, 1450 otáček za minutu a kroutící moment 4,94 Nm. Převodovka disponuje převodovým poměrem 8,15 což v kombinaci s použitým elektromotorem znamená, že na výstupní hřídeli o průměru 20 mm je k dispozici kroutící moment 40,26 Nm a 177,9 otáček za minutu.



Obr. 5.9 Elektromotor LE80ZMQ4P s převodovkou SIMOGEAR B19

Zvolený pohon má mírně odlišné parametry, než jsou parametry vypočtené v kapitole 5.8. Z tohoto důvodu je přepočtena skutečná velikost přítláčné síly a příslušné veličiny. Je-li také změna velikosti osové síly a kroutící moment, je nutné závit pevnostně zkontrolovat v tahu a krutu. Změní se také rychlost posuvu vzhledem k otáčkám pohonu.

- Výstupní kroutící moment převodovky $Mk_2 = 40,26 \text{ Nm}$
- Střední průměr závitu $d_2 = 25,5 \text{ mm}$
- Malý průměr závitu $d_3 = 19,586 \text{ mm}$
- Mez pružnosti $\sigma_E = 500 \text{ MPa}$
- Výstupní otáčky převodovky $n_2 = 177,9 \text{ min}^{-1}$
- Stoupání závitu $P_h = 6 \text{ mm}$

$$F_{P\check{C},SKUT} = \frac{Mk_2 \cdot 2}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma)} = \frac{40260 \cdot 2}{25,5 \cdot \operatorname{tg}(14 + 4,3)} = \quad (5.25)$$

$$F_{P\check{C},SKUT} = 9548 \text{ N}$$

$$\sigma_T = \frac{F_{P\check{C},SKUT} \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{9548 \cdot 4}{\pi \cdot 19,586^2} = \mathbf{31,7 \text{ MPa}} \quad (5.26)$$

$$\tau_K = \frac{Mk_2 \cdot 16}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{40260 \cdot 16}{\pi \cdot 19,586^3} = \mathbf{27,3 \text{ MPa}} \quad (5.27)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_T^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{31,7^2 + 3 \cdot 27,3^2} = \mathbf{57 \text{ MPa}} \quad (5.28)$$

$$k = \frac{\sigma_E}{\sigma_{RED}} = \frac{500}{57} = \mathbf{8,8} \quad (5.29)$$

$$v_{\check{s}} = n_2 \cdot P_h = \frac{177,9}{60} \cdot 0,006 = \mathbf{0,018 \text{ m/s}} \quad (5.30)$$

Navržený pohybový šroub pevnostně vyhovuje zvolenému pohonu a zatížení se součinitelem bezpečnosti 8,8 (5.29). Přítlačná síla vyvozená čelním fixačním prvkem je 9548 N (5.25) a rychlost posuvu 0,018 m/s (5.30).

Jelikož skutečná přítlačná síla (5.25) na čelní plochu je větší než přítlačná síla (5.12) uvažovaná pro návrh pohybového šroubu, zvýší se i stlačení pryžového pásu (5.14) na styčné ploše fixačního prvku.

$$\sigma_{P\check{C},SKUT} = \frac{F_{P\check{C},SKUT}}{S} \cdot k = \frac{9548}{21407,58} \cdot 2 = \mathbf{0,89 \text{ MPa}} \quad (5.31)$$

$$\varepsilon_{B,P\check{C},SKUT} = \frac{\varepsilon_{B,MAX}}{\sigma_E} \cdot \sigma_{P\check{C},SKUT} = \frac{0,235}{2,4} \cdot 0,89 = \mathbf{0,087} \quad (5.32)$$

Působením přítlačné síly (5.25) od navrženého pohonu se pryž na styčné ploše stlačí o 8,7 % (5.32) své původní tloušťky. Zvolená pryž umožňuje stlačení až o 23,5 % dle výpočtu (5.3). Vzhledem k navržené tloušťce 5 mm se jedná o 0,435 mm.

Pohybový šroub je spojen s elektromotorem pružnou spojkou N-EUPEX B 110. Spojka je vhodná pro použití při okolních teplotách od -30 až do $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ s maximálními přípustnými otáčkami 5300 min^{-1} . Tato spojka přenáší nominální moment až 160 Nm .

Válcový konec pohybového šroubu a náboj spojky je navržen totožně jako dodávaný válcový konec výstupní hřídele z převodovky. Náboj spojky je spojen s pohybovým šroubem pomocí těsného pera. Na obrázku 5.14 je kontrola spojení těsným perem. Navržený spoj pevnostně vyhovuje.

Generátor spojení perem

Návrh Výpočet

Typ pevnostního výpočtu
Kontrolní výpočet
☐ Zjednodušený výpočet

Zatížení
Výkon, otáčky --> moment
Výkon P 0,75
Otáčky n 177,9
Kroutcí moment T 40,258 N m

Rozměry
Průměr hřídele d 20,00000 mm
Vnitřní průměr dutého hřídele d_h 0,000 mm
Velikost pera b 6,000 mm
h 6,000 mm
Délka pera l 32,000 mm

Materiál pera
☒ Zušlechťená a legovaná ocel
Dovolený tlak p_A 70,000 MPa

Materiál hřídele
☒ Uhlíková ocel
Dovolený tlak p_A 130,000 MPa
Dovolené smykové napětí τ_A 200,000 MPa

Materiál náboje
☒ Uhlíková ocel
Dovolený tlak p_A 130,000 MPa

Vlastnosti spoje
Počet per N 1,000 ul
Požadovaná bezpečnost S_v 1,000 ul
Podmínky zatížení

Výsledky
d_{min} 10,083 mm
l_{min} 24,869 mm
l_f 26,000 mm
Otláčení pera
S 1,045 ul
P_c 66,954 MPa
Deformace drážky pera h...
S 1,942 ul
P_c 66,954 MPa
Deformace drážky pera n...
S 2,415 ul
P_c 53,832 MPa

Vypočítat OK Storno

Obr. 5.10 Kontrola pera spojky pohybového šroubu

Navržený pohybový šroub je veden v jednořadých axiálních kuličkových ložiscích SKF 7305 BE uložených do X. Ložiska jsou zatěžována osovou silou a kroutcím momentem pohonu. Výpočet živostnosti je proveden softwarem Autodesk Inventor Professional 2018. Tato zvolená ložiska vyhovují danému použití.

Generátor ložisek

Návrh **Výpočet**

Typ pevnostního výpočtu
Kontrolní výpočet

Zatížení

Radiální zatížení F_r 1784,5 N

Axiální zatížení F_a 4774 N

Otáčky n 177,9 rpm

5,952e+05 N·l/rpm

100 hr

Požadovaný součinitel statické bezpečnosti s_0 2,0

Mazání

Součinitel tření μ 0,0020

Způsob mazání Olej

Vlastnosti ložiska

Jmenovitý úhel dotyku α 25 deg

Základní dynamická únosnost C 24200 N

Základní statická únosnost C_0 15600 N

Součinitel dynamického radiálního zatížení X 1,00 ul 0,35 ul

Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 0,00 ul 0,57 ul

Mezní hodnota F_a/F_r e 1,14 ul

Součinitel statického radiálního zatížení X_0 0,50 ul

Součinitel statického axiálního zatížení Y_0 0,50 ul

Exponent pro určení životnosti p 3,00000 ul

Přípustné otáčky pro mazání tukem n_{Lim1} 9000 rpm

Přípustné otáčky pro mazání olejem n_{Lim2} 13000 rpm

Výpočet životnosti ložiska

Výpočet dle SKF AG

Požadovaná životnost L_{req} 10000 hr

Požadovaná spolehlivost R_{req} 90 ul

Upravený součinitel životnosti a_{SKF} 1,00 ul

Provozní teplota T 100 c

Součinitel přídatných sil f_d 1,00 ul

Výsledky

L_{10} 35452 hr

L_{na} 35452 hr

L_{10r} 378 ul

L_{nar} 378 ul

S_{0c} 4,75719 ul

P_z 1,55826 W

F_{min} 156 N

P_0 3279 N

P 3346 N

k_n 73,075 ul

a_1 1,00 ul

f_t 1,00 ul

n_e 178 rpm

n_{min} 178 rpm

n_{max} 178 rpm

Ložisko

D 62,000 mm

d 25,000 mm

B 17,000 mm

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 5.11 Návrh ložisek pro pohybový šroub

5.10 Návrh rámu fixačního monobloku

Navržená konstrukce fixačního rámu je pevnostně zkontrolována metodou konečných prvků, která je součástí softwaru Autodesk Inventor Professional 2018. Rám je zatížen tíhou ÚOS. Vazby jsou typu svorky na vnějších hranách již zmíněných čtvercových profilů v dolní části rámu. Vazby mají povolené naklopení v tečném směru. Ložná plocha je tvořena plechovým pásem o tloušťce 3 mm. Tento plech je ve výpočtu nahrazen skořepinou s přiřazenou tloušťkou pro zjednodušení výpočtu.

Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

- *Výsledné maximální napětí 204,7 MPa*

Dle výpočtu dochází k maximálnímu napětí na vnitřní straně zaoblení hrany tyče čtvercového profilu umístěného ve střední části rámu. Jelikož je rám navržen symetricky a toto napětí se nenachází na žádné jiné podpěře, jedná se pravděpodobně o chybu výpočtu. Avšak i s tímto napětím navržený rám pevnostně vyhovuje. Na obrázku 5.18 je skutečný vzhled rámu po zatížení v měřítku 1:1 a na obrázku 5.19 je v upraveném měřítku 1:1 k znázornění vlivu zatížení na konstrukci.

Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

- *Výsledné maximální posunutí 0,58 mm*

Dle provedeného výpočtu k maximálnímu posunutí dochází na jedné straně plechového pásu. Jelikož je rám navržen symetricky, mělo by k tomuto posunutí docházet na obou stranách, což se neděje, tudíž se opět jedná o chybu výpočtu a k tomuto posunutí docházet nebude. Při opomenutí této části výsledku je hodnota maximálního posunutí přibližně 0,17 mm.

6 Konečné řešení fixačního zařízení

Navržené fixační zařízení jistí ÚOS za válcovou plochu i obě jeho čela. Svou konstrukcí umísťuje ÚOS do požadované výšky. Ve složené poloze fixační prvky nepřesahují prostor vymezený pro fixační zařízení. V kapitole 5.6 je stanoven počet fixačních prvků válcové plochy na 6 kusů. Každý z těchto fixačních prvků vyvodí třecí sílu 3966,8 N. Celkově tedy fixační prvky válcové plochy vyvodí třecí sílu 23 800,8 N. Navržené fixační prvky čelní plochy vytváří přitlačnou sílu 9548 N. V součtu všechny fixační prvky vytváří dostatečně velké sevření k zajištění stabilní polohy ÚOS ve všech známých případech (3.21). Na obr. 6.1 je znázorněno rozložení jednotlivých fixačních prvků navržených v předchozích kapitolách. Podrobné řešení je popsáno v technické zprávě.

7 Závěr

Tato diplomová práce řeší kompletní návrh konstrukce fixačního zařízení pro transport ÚOS s vyhořelým jaderným palivem. Úvodní část práce popisuje pracovní prostředí a požadavky na výsledné zařízení. Rešeršní část práce je zaměřena na varianty fixačních prvků válcových objektů, jelikož ÚOS má tvar válce.

Základem pro návrh fixačního zařízení bylo prozkoumání kinematických vlastností autonomního robotického vozu, kterým bude ÚOS na fixačním zařízení dopravován k místu uložení. V těchto výpočtech již bylo počítáno s použitím pryžového materiálu na ložné ploše rámu fixačního zařízení. Z výpočtů vyšlo najevo, že při jedné z kritických situací by mohlo dojít k pohybu ÚOS bez použití fixačních prvků. Touto situací je použití nouzové brzdy při pohybu robotického vozu z povrchu po úpadnici se sklonem 25° . Fixační prvky byly tedy dimenzovány na tuto kritickou situaci.

Fixační prvky válcové plochy jsou inspirovány efekty zmíněnými v rešeršní části práce. Pro tyto prvky byly navrženy 4 různé varianty, které následně byly porovnány dle zvolených parametrů zásadních pro výsledné řešení. Těmto parametrům nejlépe vyhovovala 3. navržená varianta. Pro fixační prvky čelní plochy byly navrženy 2 různé varianty, které byly taktéž porovnány dle zvolených parametrů. Těmto parametrům nejlépe vyhovovala 1. varianta. Fixačních prvků válcové plochy je ve fixačním zařízení umístěno 6 a na každém čele ÚOS po 1 fixačním prvku čelní plochy.

Přípustná přitlačná síla fixačního prvku válcové plochy byla stanovena vzhledem k navržené styčné ploše. Styčná plocha je u všech fixačních prvků je opatřena fluoroelastomerným pásem. Pro fixační prvek byl stanoven vhodný elektromotor s šnekovou převodovkou, navržen a pevnostně zkontrolován dvoustupňový ozubený převod s hřídelí a ložisky.

Přítlačná síla fixačního prvku čelní plochy byla stanovena vzhledem k rozdílu kritické síly a skutečné přítlačné síly vyvozené všemi fixačními prvky válcové plochy. Pro fixační prvek byl stanoven vhodný elektromotor s kuželovou převodovkou, pružná spojka mezi výstupní hřídelí převodovky a pohybovým šroubem, pevnostně zkontrolován spoj těsným peřem mezi pružnou spojkou a pohybovým šroubem. Šroub pevnostně vyhověl navrženému pohonu.

Rám fixačního zařízení byl navržen tak, aby umožňoval připojení všech fixačních prvků v požadované poloze, pro správné plnění svých funkcí. Ložná plocha rámu byla opatřena

fluoroelastomerovým pásem, pro ochranu povrchu ÚOS a pro vytváření většího tření. Konstrukce rámu byla pevnostně zkontrolována metodou konečných prvků pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2018. Rám pevnostně vyhověl zatížení od tíhy ÚOS, které bude vystavován.

Cílem práce bylo vypracování konstrukčního návrhu fixačního zařízení pro přepravu vyhořelého jaderného paliva v úložném obalovém souboru pomocí autonomního robotického vozu. Zadané požadavky a cíle byly splněny a navržené fixační zařízení umožňuje uložení ÚOS v požadované výšce od válcové plochy autonomního vozu, fixační prvky jej jistí za válcovou plochu i za obě jeho čela, ve složeném tvaru nepřesahují jeho půdorys. Celá konstrukce byla dimenzována pro bezpečné zajištění ÚOS i v nejkritičtějších okamžicích, který by při provozu v hlubinném uložišti mohl nastat. Navržené fixační zařízení touto okamžikem s dostatečnou bezpečností vyhovuje. Posledním cílem práce bylo vypracování výkresové dokumentace o obsahu jednoho výrobního výkresu libovolného dílu, kterým je výkres hnací hřídele fixačního prvku válcové plochy a sestavy fixačního zařízení.

Na základě dohody mezi zadavatelem, firmou ROBOTSYSYSTEM, s.r.o. a Fakultou strojní VŠB-TUO, reprezentovanou vedoucím diplomové práce, není sestavný výkres, požadovaný v zadání práce, k této závěrečné práci přiložen, neboť obsahuje údaje podléhající průmyslovému tajemství a nemůže být zveřejněn.

8 Literatura

- [1] FRANTA, Ivan. *Zpracování kaučukových směsí a vlastnosti pryže*. 2., přeprac. a rozšíř. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1969. Řada chemické literatury.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] NĚMEC, Jaroslav, Cyril HÖSCHL a Jan DVOŘÁK. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury). ISBN 80-03-00193-5.
- [4] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [5] SUDER, Jiří. *Konstrukční návrh efektoru pro manipulaci* [online]. VŠB-TUO, 2018 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/podklady-pro-vyuku/>. Návod do cvičení. VŠB-TUO, Fakulta strojní.
- [6] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů: cvičení* [online]. Ostrava, 2014 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf. Návod do cvičení. VŠB-TUO.
- [7] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [8] Assembled Robot Holder Gripper Claw Clamp Aluminum Arm with Servo and Servo Controller for Arduino DIY -in Flight Controller from Consumer Electronics on Aliexpress.com | Alibaba Group. *302 Found* [online]. Copyright © 2010 [cit. 09.05.2019]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/Assembled-Robot-Holder-Gripper-Claw-Clamp-Aluminum-Arm-with-Servo-and-Servo-Controller-for-Arduino-DIY/32816959903.html>
- [9] Paper Roll Handling Lifts & Grippers | Roll Manipulators. *Drum Handling Equipment* | *Drum Handling Devices* | *Drum Handlers* [online]. Copyright © 2015 Easy

- Lift Equipment Co., Inc. All rights reserved [cit. 09.05.2019]. Dostupné z: https://www.easylifteqpt.com/roll_handling/easylift_roll_manipulators_and_trans-porters_capacities_to_1500_lb_or_680_kg/#prettyPhoto
- [10] SKF. *SKF group* [online]. Göteborg: SKF, 2018 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%2035%20KFH&unit=metricUnit>
- [11] *Siemens AG* [online]. Mnichov: Siemens, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/goos/WelcomePage.aspx?regionUrl=/&language=en>
- [12] *Gumex, spol. s. r.o.* [online]. Strážnice: Gumex, spol., 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.gumex.cz/h/pryz-fkm-6000-01458?gclid=Cj0KCQjws5HlBRDIARIsAOomqA2epuPQ6DR5JxNL7Z0pheVnG4bY-tAhUeEJRK2odJOJ3t-c8-_cqgoaAoaWEALw_wcB&
- [13] *Technologie* [online]. Rudník: MNKK, 2004 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://mn-kk.freepage.cz/nova-stranka-155756/>
- [14] *Hřidelové spojky* [online]. Mohelnice: D2Drives, 2004 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.elektromotory.cz/hridelove-spojky-siemens-flender?gclid=Cj0KCQjws5HlBRDIARIsAOomqA3CU72uAYVvKLedoLq4mWTCPO-Isfhie0dw6QjHeaFufufZ0mOcWcyi0aAnMNEALw_wcB
- [15] BĚHÁLEK, Luboš. *Polymery* [online]. 1. Svitavy: Code Creator, 2016 [cit. 2019-05-03]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/Cover.html>
- [16] ZUBÍK, Martin. *Materiálové vlastnosti pryže pro výpočtové modelování dynamiky pohonné jednotky* [online]. Brno, 2011 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=40436. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.